

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-256965

(43)Date of publication of application : 30.09.1997

(51)Int.Cl.

F04C 2/10

(21)Application number : 09-006995

(71)Applicant : MITSUBISHI MATERIALS CORP

(22)Date of filing : 17.01.1997

(72)Inventor : HOSONO KATSUAKI
KATAGIRI MANABU

(30)Priority

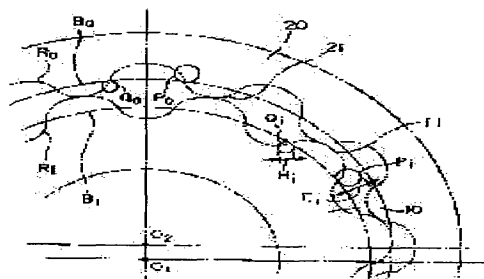
Priority number : 08 6173 Priority date : 17.01.1996 Priority country : JP

(54) OIL PUMP ROTOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce mechanical loss by sliding resistance since a clearance between end surfaces of both rotors and a casing and a clearance between the outer peripheral part of an outer rotor and the casing are brought in sliding contact with each other at all times.

SOLUTION: The outer gear 11 of an inner rotor 10 is formed along a compound cycloid curve R_i which is alternately assembled an epicycloid cycloid curve formed by an epicycloid circle P_i rotated circumscribing on a foundation circle B_i , with a hypocycloid curve formed by a hypocycloid circle Q_i rotated inscribing in the foundation circle B_i . In the compound cycloid curve R_i , an oil pump rotor formed in a range satisfied a formula such as $0.5 \leq H_i/E_i \leq 0.8$ when the diameter of the epicycloid circle P_i is set to E_i (mm), and the diameter of the hypocycloid circle Q_i is set to H_i (mm).



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

29.09.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3293507

[Date of registration]

05.04.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(51) Int.Cl. ⁸	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 C 2/10	3 2 1		F 0 4 C 2/10	3 2 1 A

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平9-6995

(22) 出願日 平成9年(1997)1月17日

(31) 優先権主張番号 特願平8-6173

(32) 優先日 平8(1996)1月17日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000006264

三菱マテリアル株式会社

東京都千代田区大手町1丁目5番1号

(72) 発明者 細野 克明

新潟県新潟市小金町三番地1 三菱マテリ

アル株式会社新潟製作所内

(72) 発明者 片桐 学

東京都千代田区大手町一丁目5番1号 三

菱マテリアル株式会社内

(74) 代理人 弁理士 志賀 正武 (外2名)

(54) 【発明の名称】 オイルポンプロータ

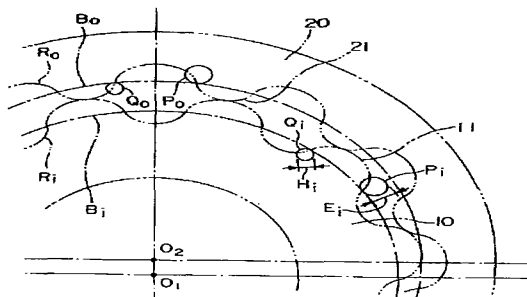
(57) 【要約】

【課題】 両ロータの端面とケーシングとの間、アウターロータの外周とケーシングとの間が常に摺接しているため、これらの摺動抵抗による機械損失を低減することが課題をされていた。

【解決手段】 インナーロータ10の外歯11が、基礎円 B_i に外接してすべりなく転がる外転円 P_i によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円 B_i に内接してすべりなく転がる内転円 Q_i によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線 R_i に沿って形成されており、そしてこの複合サイクロイド曲線 R_i は、外転円 P_i の直径を E_i (mm)、内転円 Q_i の直径を H_i (mm)としたときに下記式

$$0.5 \leq H_i / E_i \leq 0.8$$

を満たす範囲において創成されているオイルポンプロータを採用する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n (n は自然数)枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するとき両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、インナーロータの外歯は、基礎円に外接してすべりなく転がる外転円によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円に内接してすべりなく転がる内転円によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線に沿って形成され、該複合サイクロイド曲線は、外転円の直径を E (mm)、内転円の直径を H (mm) としたときに下記式 $0.5 \leq H/E \leq 0.8$ を満たす範囲において創成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 請求項1に記載されたオイルポンプロータにおいて、前記インナーロータの外歯の回転方向前側に、前記アウトロータの内歯と接触をもたない逃げ部が設けられていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項3】 請求項2に記載されたオイルポンプロータにおいて、前記インナーロータの外歯の回転方向後側に、前記逃げ部が設けられていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、インナーロータとアウトロータとが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来のオイルポンプは、 n (n は自然数)枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウトロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】 セルは、その回転方向前側と後側で、インナーロータの外歯とアウトロータの内歯とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシングによって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、各セルは外歯と

内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上記のようなオイルポンプロータを備えるオイルポンプにおいては、インナーロータおよびアウトロータの各端面とケーシングとの間、アウトロータの外周とケーシングとの間が常に摺接しており、さらに各セルの前後においてインナーロータの外歯とアウトロータの内歯とが常に摺接している。これは、流体を搬送するセルの液密性を保つために重要な条件であるが、この半面、各摺接部分に生じる抵抗が大きいとオイルポンプの機械損失を著しく増加させることになるので、各摺接部分に生じる抵抗を小さくすることが課題とされていた。

【0005】 本発明は上記の事情に鑑みてなされたものであり、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上させることを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するための手段として、本発明のオイルポンプロータにおいては、インナーロータの外歯を、基礎円に外接してすべりなく転がる外転円によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円に内接してすべりなく転がる内転円によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線に沿って形成する。そしてこの複合サイクロイド曲線を、外転円の直径を E (mm)、内転円の直径を H (mm) としたときに下記式 $0.5 \leq H/E \leq 0.8$ を満たす範囲において創成する。これにより、アウトロータの内歯端面の面積が、内歯が欠損しやすくな

い程度に小さくなり、アウトロータ全体としての摺動面積が小さくなる。

【0007】 ここで、インナーロータの外歯を、下記式 $H/E > 0.8$ を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成すると、アウトロータの内歯の端面面積がインナーロータの外歯の端面面積に対して大きくなり、アウトロータのケーシングに対する摺動面積が大きくなる。

【0008】 また、インナーロータの外歯を、下記式 $H/E < 0.5$ を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成すると、アウトロータの内歯の端面面積がインナーロータの外歯の端面面積に対して小さくなり、アウトロータのケーシングに対する摺動面積が小さくなるが、その半面、ロータの回転方向に沿う内歯の幅が狭くなる。

【0009】また、このオイルポンプロータにおいては、インナーロータの外歯の回転方向前側に、アウターロータの内歯と接触をもたない逃げ部を設けることにより、セルが吸入ポートに沿って移動してその容積が増大する過程においてインナーロータとアウターロータとが接触しないようになる。

【0010】さらに、インナーロータの外歯の回転方向後側にも、アウターロータの内歯と接触をもたない逃げ部を設けることにより、セルが吸入ポートに沿って移動しその容積が増大する過程およびセルが吐出ポートに沿って移動し容積が減少する過程においてもインナーロータとアウターロータとが接触しないようになり、インナーロータの外歯がアウターロータの内歯と噛み合う過程、および容積最大となったセルが吸入ポート側から吐出ポート側へ移動する過程においてのみ、インナーロータとアウターロータとが接触する。

【0011】

【発明の実施の形態】本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を図に示して説明する。図1に示すオイルポンプロータは、 n (n は自然数、本実施形態においては $n=10$)枚の外歯が形成されたインナーロータ10と、各外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータ20とを備えており、これらインナーロータ10とアウターロータ20とがケーシング30の内部に収納されている。

【0012】インナーロータ10は、回転軸に取り付けられて軸心 O_1 を中心として回転可能に支持されている。インナーロータ10の外歯11は、図2に示すように、インナーロータ10の基礎円 B_i に外接してすべりなく転がる外転円 P_i によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円 B_i に内接してすべりなく転がる内転円 Q_i によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線 R_i に沿って形成されている。そしてこの複合サイクロイド曲線 R_i は、外転円の直径を E_i (mm)、内転円の直径を H_i (mm)としたときに

下記式 $0.5 \leq H_i/E_i \leq 0.8$

を満たす範囲において創成されている。(図1および図2は $H_i/E_i=0.72$ のとき)

【0013】アウターロータ20は、軸心 O_2 をインナーロータ10の軸心 O_1 に対して偏心(偏心量: e)させて配置され、軸心 O_2 を中心として回転可能に支持されている。アウターロータ20の内歯21は、アウターロータ20の基礎円 B_o に外接してすべりなく転がる外転円 P_o によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円 B_o に内接してすべりなく転がる内転円 Q_o によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線 R_o に沿って形成されている。

【0014】インナーロータ10、アウターロータ20

の歯面間には、両ロータ10、20の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ10、20の回転方向前側と後側で、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング30によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、セルCは両ロータ10、20の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0015】ケーシング30には、両ロータ10、20の歯面間に形成されるセルCのうち、容積が増大過程にあるセルCに沿って円弧状の吸入ポート31が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセルCに沿って円弧状の吐出ポート32が形成されている。

【0016】セルCは、外歯11と内歯21との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポート31に沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポート32に沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

【0017】ところで、上記のように構成されたオイルポンプロータについて、両ロータ10、20の端面とケーシング30との間に生じる摺動抵抗に抗して両ロータ10、20を回転させたときの摩擦トルク T は、摺動面積を S 、回転中心から摺動部分までの距離を l 、両ロータ10、20とケーシング30との間に働く単位面積あたりの摩擦力を M とすると、下記式

$$T = M \cdot S \cdot l$$

で算出される。この式から、摩擦トルク T を小さくするための手段として、回転中心から遠くに位置する摺動部分、すなわちアウターロータ20端面のケーシング30との摺動面積を小さくすることが挙げられる。

【0018】このことをふまえたうえで、下記式

$$H_i/E_i > 0.8$$

の範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプロータを図3および図4に示す。このオイルポンプロータにおいては、 H_i/E_i の値を大きくとるほど外歯11の端面 S_i の面積に対して内歯21の端面 S_o の面積が大きくなるためにアウターロータ20の摺動面積が大きくなり、結果的に摩擦トルク T は増大してしまう。(図3は $H_i/E_i=1.0$ のとき、図4は $H_i/E_i=1.48$ のとき)

【0019】また、下記式

$$H_i/E_i < 0.5$$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプロータを図5に示す。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_i の面積に対し

て内歯21の端面 S_0 の面積が小さくなるためにアウターロータ20の摺動面積も小さくなり、結果的に摩擦トルク T は減少する。しかしながら、アウターロータ20の回転方向に沿う内歯21の幅 W が狭くなるために、外歯11との噛み合いによって内歯21が欠けやすくなる等、内歯21の耐久性が低下してしまう。(図5は $H_i/E_i=0.4$ のとき)

【0020】 H_i/E_i の値を任意に選択した場合、その値を採用して外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるオイルポンプの機械効率を図6に示す。まず、 $H_i/E_i>0.8$ の範囲では、 H_i/E_i の値を大きくとるほどオイルポンプの機械効率が低下することがわかる。 $0.5\leq H_i/E_i\leq 0.8$ の範囲では、 H_i/E_i の値を小さくとるほどオイルポンプの機械効率が向上することがわかる。 $H_i/E_i<0.5$ の範囲では、オイルポンプの機械効率は大きく向上せず、 H_i/E_i の値を小さくとるほどアウターロータ20の回転方向に沿う内歯21の幅 W が狭くなり内歯21が欠損しやすくなる。なお、図6のグラフ上の各点I、II、III、IVに対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータはそれぞれ、図1、図3、図4、図5に既に示したものである。

【0021】さらに、グラフ上の $0.5\leq H_i/E_i\leq 0.8$ の範囲の境界にあたる各点V、VIに対応するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータを図7、図8にそれぞれ示す。図7に示されたオイルポンプロータは、 $H_i/E_i=0.8$ を満たして創成された複合サイクロイド曲線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるものである。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_i の面積と比較して内歯21の端面 S_0 の面積がやや大きめに構成されており、アウターロータ20の耐久性の向上に重点がおかれたものといえる。これよりも内歯21の端面 S_0 の面積が大きくなると、摺動抵抗による機械損失が増大して機械効率の十分な向上がみられなくなる。図8に示されたオイルポンプロータは、 $H_i/E_i=0.5$ を満たして創成された複合サイクロイド曲線に沿って外歯11が形成されたインナーロータ10を備えるものである。このオイルポンプロータにおいては、外歯11の端面 S_i の面積と比較して内歯21の端面 S_0 の面積がやや小さめに構成されており、摺動抵抗による機械損失の低減に重点がおかれたものといえる。これよりも内歯21の端面 S_0 の面積が小さくなると、内歯21の幅 W が狭くなるために、内歯21の耐久性が十分とはいえなくなる。

【0022】これらのことから、下記式 $0.5\leq H_i/E_i\leq 0.8$ を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿ってインナーロータ10の外歯11が形成され、さらにこのインナーロータ10の形状によってアウターロータ20の形状が決定されたオイルポンプロータによれば、アウターロータ20の内歯21が欠損しやすくなり、結果としてアウターロータ20全体の摺動面積が小さくなって駆動トルク T が減少するので、内歯21の耐久性が確保されながらもアウターロータ20とケーシング30との間に生じる摺動抵抗による機械損失の低減が図られる。したがって、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上させることができる。

【0023】本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を図に示して説明する。なお、既に説明した構成要素には同一の符号を付してその説明を省略する。このオイルポンプロータは、インナーロータ10の外歯11が前記第1の実施形態に示した式 $0.5\leq H_i/E_i\leq 0.8$ を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成され、さらに各外歯11の回転方向前側と後側とに、アウターロータ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が形成されたものである。

【0024】インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との噛み合いの状態を図9に示す。インナーロータ10の外歯11の歯先が内歯21の歯溝に噛み合ってアウターロータ20を回転させるとき、外歯11が内歯21を押す力の向きを示す線を作作用線といい、図中に1で示す。外歯11と内歯21との噛み合いは、この作用線1に沿って行なわれる。噛み合いを開始する交点 K_s 、および噛み合いを終える交点 K_e を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これらの点を外歯11の噛み合い始点 K_s 、終点 K_e とみなす。ひとつの外歯11について見れば、噛み合い始点 K_s は回転方向後側に形成され、噛み合い終点 K_e は回転方向前側に形成される。

【0025】次に、セルCの容積が最大となるときのインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との接触の状態を図10に示す。セルCの容積が最大となるのは、外歯11間の歯溝と内歯21間の歯溝とが正対したときである。このとき、セル C_{max} の前方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接点 P_1 にて接するとともに、セル C_{max} の後方に位置する外歯11の歯先とが接点 P_2 にて接する。セルCの容積が最大となる接点 P_1 、 P_2 を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これら点を外歯11の前接点 P_1 、後接点 P_2 とみなす。ひとつの外歯11について見れば、前接点 P_1 は回転方向後側に形成され、後接点 P_2 は回転方向前側に形成される。

【0026】逃げ部40は、ひとつの外歯11について回転方向前側に位置する噛み合い終点 K_e と後接点 P_2 との間の歯面、および回転方向後側に位置する噛み合い始点 K_s と前接点 P_1 との間の歯面を切除した状態に形成されており、この間の外歯11の歯面は内歯21との接触を一切もたないようになっている。

【0027】上記のように構成されたオイルポンプロータについて、セルCの1サイクルにおける容積の増減とインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との接触の状態とを以下に示す。

【0028】まず、外歯11と内歯21との噛み合いの過程では、従来と同様に外歯11が内歯21に噛み合っておりアウターロータ20を回転させている。

【0029】外歯11と内歯21との噛み合いを終え、吸入ポート31に沿ってセルCの容積が増大する過程に移ると、従来アウターロータの内歯と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向前側に逃げ部40が設けられているために、セルCの前後において外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0030】セルCの前方が吸入ポート31を通過すると、まずセルCの前方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接する。続いてセルCの後方が吸入ポート31を通過すると、セルCの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接し、吸入ポート31と吐出ポート32との間で容積最大のセルC_{max}が形成される。セルCの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先との接触は、この接触点が吐出ポート31に差し掛かるまで保たれる。

【0031】吐出ポート31に沿ってセルCの容積が減少する過程に移ると、アウターロータ20の内歯21と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向後側に逃げ部40が設けられているために外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0032】ところで、セルCの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程、およびセルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては、隣り合うセルCどうしが、逃げ部40が設けられることによって連通状態となるが、両過程において各セルCは吸入ポート31、もしくは吐出ポート32に沿って位置するためのもと連通状態であるので、このことがオイルポンプの搬送効率を低下させる原因となるものではない。

【0033】この結果、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルCの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルCの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程と、セルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触せず、インナーロータ10とアウターロータ20との摺接箇所が減るので、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなる。

【0034】これらのことから、このオイルポンプロータは下記式

$$0.5 \leq H_1/E_1 \leq 0.8$$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿ってインナーロータ10の外歯11が形成され、さらに各外歯11の回転方向前側と後側とにアウターロー

タ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が形成されており、前記第1の実施形態において述べた効果に加えて、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルCの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルCの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程と、セルCの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触せず、インナーロータ10とアウターロータ20との摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなるので、オイルポンプを駆動するために必要な駆動トルクを低減させてオイルポンプとしての機械効率を向上させることができる。さらに、外歯11の回転方向後側に逃げ部40を設けることにより、実際のオイルポンプ使用下においてオイルポンプが振動することによって発生するインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との干渉を防止して機械損失を低減することができる。

【0035】なお、本実施形態においては外歯11の回転方向前側と後側とにそれぞれ逃げ部40を設けてインナーロータ10を構成したが、外歯11の回転方向前側にのみ逃げ部40を設けたものであっても構わない。

【0036】

【発明の効果】以上説明したように、本発明のオイルポンプロータは、インナーロータの外歯が、基礎円に外接してすべりなく転がる外転円によって創成される外転サイクロイド曲線と、基礎円に内接してすべりなく転がる内転円によって創成される内転サイクロイド曲線とを交互に組み合わせた複合サイクロイド曲線に沿って形成されており、そしてこの複合サイクロイド曲線が、外転円の直径をE(mm)、内転円の直径をH(mm)としたときに下記式

$$0.5 \leq H/E \leq 0.8$$

を満たす範囲において創成され、このインナーロータの形状によってアウターロータの形状が決定されていることから、アウターロータの内歯端面の面積が、内歯が欠損しやすくない程度に小さくなっており、結果としてアウターロータ全体の摺動面積が小さくなって駆動トルクが減少するので、内歯の耐久性が確保されながらもアウターロータとケーシングとの間に生じる摺動抵抗による機械損失の低減が図られている。したがって、オイルポンプとしての耐久性、信頼性を確保しつつ、機械効率を向上させることができる。

【0037】さらに本発明のオイルポンプロータは、インナーロータの外歯の回転方向前側、もしくはそれに加えて回転方向後側にも逃げ部が設けられていることから、外歯と内歯との噛み合いの過程と、セルの容積が最大となって吸入ポート側から吐出ポート側に移動する過程においてのみ外歯と内歯とが接触し、セルの容積が吸入ポートに沿って増大する過程と、セルの容積が吐出ポ

トに沿って減少する過程においては外歯と内歯とが接触せず、インナーロータとアウトロータとの搭接箇所が減り、歯面間に生じる擋動抵抗が小さくなるので、オイルポンプを駆動するために必要な駆動トルクを低減させてオイルポンプとしての機械効率を向上させることができる。加えて、外歯の回転方向後側に逃げ部を設けることにより、実際のオイルポンプ使用下においてオイルポンプが振動することによって発生する外歯と内歯との干渉を防止して機械損失を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を示す図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$0.5 \leq H_i / E_i \leq 0.8$$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図2】 図1に示されたインナーロータを創成する要領を示す平面図である。

【図3】 図1に示されたオイルポンプロータと対比さ

れる図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$H_i/E_i > 0.8$$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。(H_i/E_i = 1.0)

【図4】 同じく、図1に示されたオイルポンプロータと対比される図であって、インナーロータの外歯が、下記式

$$H_i/E_i > 0. \quad 8$$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。(H₁/E₁=1.48)

【図5】 図1に示されたオイルポンプロータと対比さ

れる図であって、
 $H_i/E_i < 0.5$

を満たす範囲において創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。($H_i/E_i = 0.4$)

【図6】 H_i/E_i の値を任意に選択した場合、その値を採用して外歯が形成されたインナーロータを備えるオイルポンプの機械効率を示すグラフである。

【図7】 インナーロータの外歯が、下記式

$$H_i/E_i = 0.8$$

を満たして創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図8】 インナーロータの外歯が、下記式

$$H_i/E_i = 0.5$$

を満たして創成された複合サイクロイド曲線に沿って形成されているオイルポンプロータを示す平面図である。

【図9】 本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を示す図であって、インナーロータの外歯とアウトロータの内歯との噛み合いの状態を示す要部平面図

【図10】 同じく、セルの容積が最大となるときのインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との接触の状態を示す要部平面図である。

【符号の説明】

10 インナーロータ

11 外齒

20 アウターロータ

21 内歯

30 ケーシング

3 1 吸入ポート

32 吐出ポート

e 偏心量

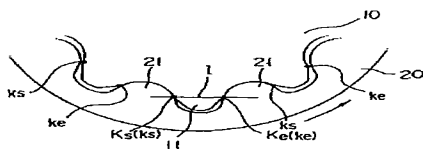
P₁ 外転円

Q_i 内転円

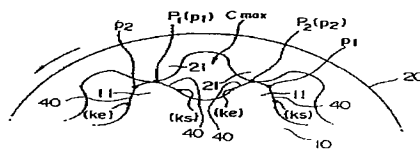
B_i 基礎円

R_i 複合サイクロイド曲線

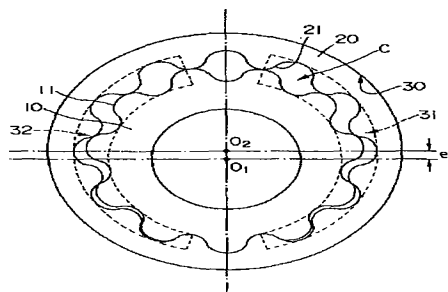
【图9】



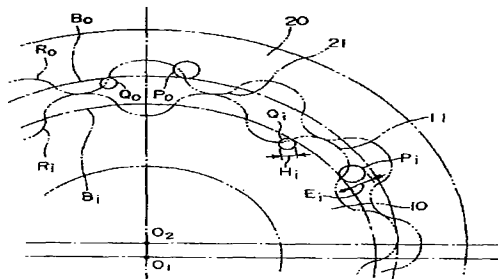
【图 10】



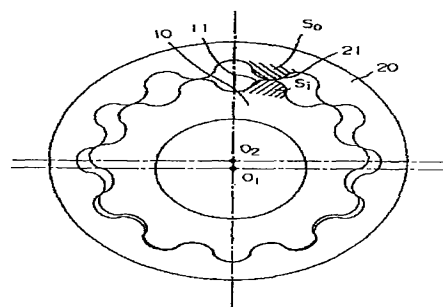
【図1】



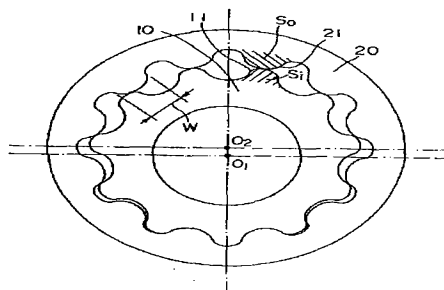
【図2】



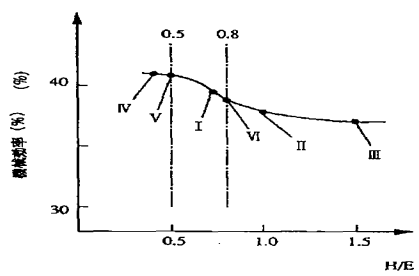
【図3】



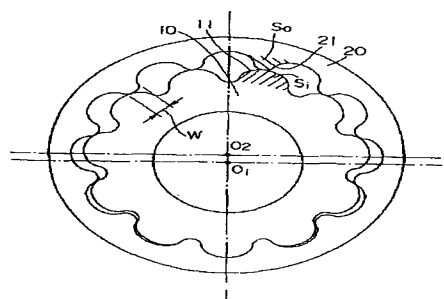
【図4】



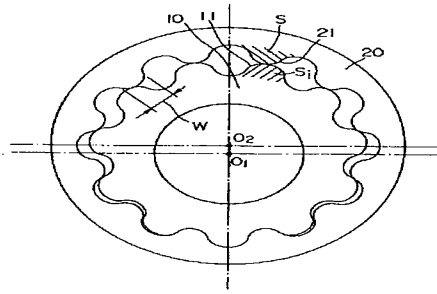
【図6】



【図5】



【図7】



【図8】

